

EV223959745US

Continental Teves AG & Co. oHG

03. Dezember 2002

GP/GF/

P 10560

S. Drumm

Dr. P. Rieth

**Verfahren zum Ermitteln von auf ein fahrendes Fahrzeug
wirkenden Kräften und Drehmomenten**

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Ermitteln von auf ein fahrendes Fahrzeug wirkenden Kräften und Drehmomenten.

Dazu wird der Fahrzeugaufbau als starrer Körper modelliert. Dessen Bewegung im Raum wird mit Hilfe von Beschleunigungs- und Drehratensensoren erfasst. Die Massengeometrie des Fahrzeugs wird als ausreichend bekannt vorausgesetzt und kann mit Hilfe von Identifikationsverfahren genauer ermittelt werden. Damit können auf Basis der Sensorsignale die Gesamtkraft \vec{F} und das Gesamtdrehmoment \vec{T}_A bezüglich eines fahrzeugfesten Aufpunkts A, die die erfasste Bewegung verursachen, rekonstruiert werden (Gleichungen 3 und 4). Bezogen auf ein im Punkt A angebrachtes fahrzeugfestes Koordinatensystem nach DIN 70000 werden \vec{F} und \vec{T}_A in die Komponenten Längskraft F_x , Querkraft F_y , Vertikalkraft F_z , Wankdrehmoment T_{Ax} , Nickdrehmoment T_{Ay} und Gierdrehmoment T_{Az} zerlegt. Die auf ein Fahrzeug wirkende Gesamtkraft und das Gesamtdrehmoment werden im normalen Fahrbetrieb (ohne Anhänger oder Ähnliches) von den Radkräften d.h. den im Kontakt von Reifen und Fahrbahn übertragenen Kontaktkräften und von aerodynamischen Kräften und Drehmomenten

- 2 -

verursacht. Die Angriffspunkte der Radkräfte sind näherungsweise (bis auf Einfederungsbewegungen, die entweder vernachlässigt, geschätzt oder gemessen werden können) bekannt, die im einzelnen Reifenlatsch übertragenen Drehmomente um die Hochachse können im Fahrbetrieb vernachlässigt werden. Dies ergibt 9 Kontaktkraftkomponenten $\{F_{v1x}, F_{v1y}, F_{v1z}, F_{vrx}, F_{vry}, F_{vrz}, F_{hlx}, F_{hly}, F_{hlz}, F_{hrx}, F_{hry}, F_{hrz}\}$. Die aerodynamischen Kraftwirkungen können durch eine aerodynamische Längskraft F_{ax} und ein aerodynamisches Nickmoment T_{ay} modelliert werden. Bei einer Berücksichtigung von aerodynamischen Fahrzeugunsymmetrien und/oder Seitenwind und/oder einer Anhängerlast kommen weitere Größen hinzu. Diese 11 (oder mehr) Größen stehen mit den 6 Gesamtkraft- und Drehmomentgrößen in einer mathematischen Relation. Ohne Zusatzinformationen sind die entsprechenden Gleichungen daher nicht nach den einzelnen Kontaktkraftkomponenten und aerodynamischen Kraft/Drehmomentgrößen auflösbar. Als Zusatzinformationen kommen beispielsweise die Rad-Einfederwege in Frage.

Die ermittelten Kraft- beziehungsweise Drehmomentgrößen finden in Fahrdynamikregelsystemen Verwendung. Solche Systeme haben die Aufgabe, die Bewegung eines Fahrzeugs im Sinne einer besseren Beherrschbarkeit durch den Fahrer positiv zu beeinflussen. Die Bewältigung dieser Aufgabe wird durch die Kenntnis der Kontaktkräfte entscheidend vereinfacht.

In einigen fahrdynamischen Fragestellungen ist die Kenntnis der Gesamtheit der aufgeführten Kraft- und Drehmomentenkomponenten jedoch gar nicht erforderlich. Je

- 3 -

nach Fragestellung genügen ausgewählte Summen von Kraftkomponenten. Beispielsweise haben die beiden Querkräfte der Räder einer Achse die gleiche Wirkungslinie. Daher treten sie in den Bewegungsgleichungen des Gesamtfahrzeugs nur in Summe auf. Gleiches gilt bei vorn und hinten identischer Spurweite für die Längskräfte jeder Fahrzeugseite. Entsprechend reduziert sich die Anzahl der zu betrachtenden Variablen. Außerdem müssen nicht für jede fahrdynamische Fragestellung die vollständigen dreidimensionalen Bewegungsgleichungen betrachtet werden. So kann beispielsweise in einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung beziehungsweise Weiterbildung der Erfindung die Frage nach einer Kippgefährdung des betrachteten Fahrzeugs ohne die Notwendigkeit von Zusatzinformationen beantwortet werden. Dazu reicht es aus, die jeweiligen Summen der Aufstandskräfte $F_{1z} = F_{v1z} + F_{h1z}$ und $F_{rz} = F_{vrz} + F_{hrz}$ einer Fahrzeugseite zu ermitteln. Eine Gefahr des Umkippens des Fahrzeugs zur Seite besteht genau dann, wenn die Summe der Aufstandskräfte auf einer Fahrzeugseite gegen Null geht. Die Kippgefährdung um die Längsachse des Fahrzeugs kann somit durch eine Bestimmung der jeweiligen Summen der rechten und linken Aufstandskräfte direkt ermittelt werden. Bisher wurde vorgeschlagen, die vier Aufstandskräfte direkt zu messen. Kraftsensoren sind jedoch technisch aufwändig (DE 196 23 595 A1 = P 8708 CT) und teuer, daher als Kraftfahrzeug-Serienausstattung für kleinere Fahrzeuge im Markt nur schwer durchsetzbar. Eine weitere bekannte Lösung besteht in der Schätzung der Aufstandskräfte aus den Rad-Einfederwegen. Diese ist jedoch nur für stationäre Einfederungen möglich, weil im Gegensatz zu der von der gut modellierbaren Feder ausgeübten Kraft die vom

- 4 -

Fahrwerksdämpfer bei dynamischen Ein- und Ausfederungsvorgängen ausgeübte Kraft im Hinblick auf Änderungen der Dämpferparameter mit der Temperatur, Alterung, Querkrafteinflüssen etc. nicht hinreichend genau aus den Einfederungssignalen berechenbar ist.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die Radkräfte oder zumindest ausgewählte Summen von Komponenten dieser Radkräfte, wie zum Beispiel die jeweiligen Summen der Aufstandskräfte der beiden Fahrzeugseiten, mit kostengünstigen, seriengerechten Sensoren indirekt zu ermitteln.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, dass ein gattungsgemäßes Verfahren so durchgeführt wird, dass Messsignale von Beschleunigungssensoren ausgewertet werden, die an einem oder mehreren ausgewählten fahrzeugfesten Punkten des Fahrzeugs, vorzugsweise in Längs- Quer- und vertikaler Ausrichtung angebracht sind und dass weitere Signale ausgewertet werden, die die räumliche Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs sowie deren Zeitableitung, insbesondere die Roll-, Nick- und/oder Gierwinkelgeschwindigkeit sowie Roll-, Nick- und/oder Gierwinkelbeschleunigung, oder zumindest einige dieser Größen repräsentieren und dass ein mathematisches Modell des Fahrzeugs vorhanden ist, in welchem aus den Sensorsignalen auf das Fahrzeug wirkende Kräfte und Drehmomente oder zumindest ausgewählte Komponenten dieser Kräfte und Drehmomente ermittelt werden. Hierzu wird vorteilhaft eine Bestimmung zum Beispiel der Kippgefährdung mit herkömmlichen Sensoren möglich. Im diesem Fall, wenn

- 5 -

nur ein Teil der Kraftinformation benötigt wird, kann auf einige der Fahrzeugbewegungssensoren verzichtet werden.

Vorteilhaft sind weitere Sensoren, die mindestens die Rollwinkelgeschwindigkeit bzw. Rollwinkelbeschleunigung ermitteln, so ausgebildet, dass zumindest eines der weiteren Signale das Messsignal eines fahrzeugfest angebrachten Drehratensensors ist.

Ferner ist vorteilhaft, dass zumindest eines der weiteren Signale aus einer modellbasierten Verknüpfung der Messsignale mehrerer Beschleunigungssensoren besteht, die an wenigstens zwei unterschiedlichen fahrzeugfesten Punkten des Fahrzeugs angebracht sind.

Weiterhin ist es vorteilhaft, dass aus den ermittelten, auf das Fahrzeug wirkenden Kräften und Drehmomenten, gegebenenfalls unter Zuhilfenahme weiterer Informationen über den fahrdynamischen Zustand des Fahrzeugs, Radkräfte oder wenigstens ausgewählte Komponenten der Radkräfte oder wenigstens ausgewählte Summen von Radkraftkomponenten berechnet werden. Dabei werden zur Verringerung der Anzahl der Rechenschritte Radkraftkomponenten beziehungsweise Summen von Radkraftkomponenten direkt aus den Messsignalen berechnet, wobei der vorstehend beschriebene Zusammenhang der Radkraftkomponenten mit den Fahrzeugkräften und Fahrzeugdrehmomenten zugrunde gelegt wird.

Darüber hinaus ist es vorteilhaft, dass zur Ermittlung einer Kippgefährdung des Fahrzeugs wenigstens ein Querschleunigungssignal, ein Vertikalbeschleunigungssignal und ein

- 6 -

Rollwinkelgeschwindigkeitssignal in dem mathematischen Fahrzeugmodell verarbeitet werden.

Es ist zweckmäßig, dass wenigstens eine Aufstandskräftesumme für die linke und eine weitere Aufstandskräftesumme für die rechte Seite des Fahrzeugs ermittelt wird. Dabei kann das Verfahren so durchgeführt werden, dass die Beschleunigungssensoren u_z , u_y die Vertikal- und Querschleunigung und weitere Sensoren Größen messen, die direkt oder modellbasiert die Rollwinkelgeschwindigkeit und die Rollwinkelbeschleunigung wiedergeben und dass ein Modell vorhanden ist, in welchem aus den Messsignalen die linken und die rechten Aufstandssummen einer Fahrzeugseite ermittelt werden.

Das Verfahren ist vorteilhaft zum Erkennen von Überrollvorgängen bei Fahrzeugen mit vier Rädern vorgesehen und verwendet die Merkmale nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei ein Überrollen des Fahrzeugs erkannt oder prognostiziert wird, wenn die Summe der Aufstandskräfte einer Fahrzeugseite zum aktuellen Zeitpunkt oder in einer zeitlichen Extrapolation des ermittelten Kräftesummensignalverlaufs eine Schwelle unterschreiten.

Weitere Vorteile des erfindungsgemäßen Verfahrens werden am Beispiel der Ermittlung der Kippgefährdung näher erläutert.

Bei der Kippgefährdung können Kontaktkräfte zwischen Rad und Fahrbahn oder zumindest ausgewählte Summen von Komponenten dieser Kontaktkräfte, insbesondere die für die Beurteilung der Kippgefährdung relevanten seitenweisen Aufstandskräftesummen, mit kostengünstigen,

- 7 -

seriengerechneten Sensoren indirekt ermittelt werden. Dabei wird die Bewegung des Fahrzeugaufbaus erfasst und anhand vereinfachter Bewegungsgleichungen für das Fahrzeug werden die am Fahrzeug angreifenden Kräfte und Drehmomente ermittelt, die für diese Bewegung verantwortlich sind. Vorteilhaft sind die weiteren Sensoren, die die Größen Rollwinkelgeschwindigkeit bzw. Rollwinkelbeschleunigung ermitteln, als Drehratensensoren ausgebildet.

In dem Modell wird erfindungsgemäß aus den gemessenen Beschleunigungen, Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen ermittelt, welche am Fahrzeugaufbau angreifende Kräfte und Drehmomente die erfasste Fahrzeugbewegung verursachen. Aus diesen Größen werden die gesuchten Aufstandskraftkomponenten beziehungsweise deren Summen berechnet. Selbstverständlich kann man den Zwischenschritt der Berechnung von Gesamtkraft und Gesamtdrehmoment aus der Berechnungsprozedur mathematisch eliminieren, um die Berechnungsprozeduren kompakter zu gestalten. Werden wie im vorliegenden Fall lediglich die seitenweisen Summen der Aufstandskräfte benötigt, reicht es aus, von den räumlichen Größen Gesamtkraft

$$\vec{F} = F_x \vec{e}_x + F_y \vec{e}_y + F_z \vec{e}_z \quad (1)$$

und Gesamtdrehmoment

$$\vec{T}_A = T_{Ax} \vec{e}_x + T_{Ay} \vec{e}_y + T_{Az} \vec{e}_z \quad (2)$$

lediglich die Komponenten F_y , F_z und T_{Ax} zu ermitteln.

- 8 -

Mit Kenntnis der Kräfte und Drehmomente können Überrollvorgänge bei Fahrzeugen mit vier Rädern ermittelt werden, wobei ein Überrollen des Fahrzeugs erkannt oder prognostiziert wird, wenn die ermittelte Aufstandskraftsumme einer Fahrzeugseite eine Schwelle unterschreitet oder in naher Zukunft unterschreiten wird.

Das Verfahren stellt für alle Fahrdynamik- Regeleingriffe - sei es im Rahmen von ABS, TCS oder ESP und insbesondere Regeleingriffe, die ein Umkippen des Fahrzeugs im Fahrbetrieb verhindern sollen - mit den ermittelten Aufstandskräften und den horizontal in die Fahrbahn eingeleiteten Kräften, wichtige Zustandsinformationen zur Verfügung. Kraftsensoren werden dazu nicht benötigt.

Ein Ausführungsbeispiel ist in der Zeichnung dargestellt und wird im Folgenden näher beschrieben.

Fig. 1 zeigt eine schematische Darstellung der Kräfteverhältnisse eines Fahrzeugs während einer Kurvenfahrt. Der seitliche Versatz des Schwerpunktes S aus der Fahrzeugmitte ist mit s_y bezeichnet, die Höhe des Schwerpunkts über der Fahrbahn mit h .

Zur Ermittlung der Aufstandskräfte summen F_{1z} und F_{r2} und der Querkraftsumme F_y wird das Fahrzeug in einem vereinfachten, zweidimensionalen Modell als starrer Körper betrachtet, auf den außer der Schwerkraft nur die Kontaktkräfte zwischen Reifenlatsch und Fahrbahn wirken. Aerodynamische Kräfte und die Bewegung von Fahrzeugteilen relativ zu einem mit dem Fahrzeugaufbau mitbewegten fahrzeugfesten Koordinatensystem $\{x, y, z\}$, wie beispielsweise das Rotieren und Einfedern

- 9 -

der Fahrzeugräder, können in diesem Zusammenhang vernachlässigt werden. Ein starrer Körper bewegt sich unter dem Einfluss eingepprägter Kräfte und Momente entsprechend allgemein bekannter Gesetzmäßigkeiten - nämlich Schwerpunktsatz und Drallsatz, wobei letzterer in seiner Formulierung speziell für starre Körper auch Eulersche Kreiselgleichung genannt wird. Wenn man den Bewegungszustand des starren Körpers ermittelt hat, kann man unter Verwendung dieser Bewegungsgleichungen Rückschlüsse auf die angreifenden Kräfte und Momente ziehen. Es werden die gesuchten rechten und linken Aufstandskraftsummen F_{1z} , F_{rz} aus dem Fahrzeugbewegungszustand berechnet.

Bei einer vereinfachten, auf die zur Fahrzeuglängsrichtung normale Ebene reduzierten Modellierung des Fahrzeugs zeigt sich, dass an Messsignalen Vertikalbeschleunigung u_z und Querschleunigung u_y , sowie Rollwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}$ und Rollwinkelbeschleunigung $\ddot{\phi}$ ausreichen, um die gesuchten linken und rechten Aufstandskräfte zu ermitteln. Zusätzlich erhält man noch die Summe F_y der von der Fahrbahn auf die Reifen ausgeübten Querkräfte. Gemessen wird der Bewegungszustand im fahrzeugfesten System. Die Sensoren sind dazu im Fahrzeug fest zu montieren - also nicht etwa mittels einer kreiselstabilisierten Plattform in einer zeitlich konstanten räumlichen Ausrichtung zu halten. Anstelle der genannten Sensorsignale kann natürlich jede andere Sensorkonfiguration gewählt werden, aus deren Signalen die oben genannten Signale berechenbar sind - insbesondere können Messort und Ausrichtung der Sensoren relativ frei gewählt werden, sie müssen nur fahrzeugfest sein und Bewegungen in allen zur Berechnung benötigten

- 10 -

Raumrichtungen erfassen. Auch können anstelle der Winkelgeschwindigkeitssensoren beispielsweise weitere Beschleunigungssensoren verwendet werden. In diesem Fall müssen die Sensoren jedoch auf mindestens zwei in ihrer Projektion auf die Modellierungsebene möglichst weit auseinanderliegende fahrzeugfeste Messorte verteilt werden.

In die Berechnung der Kräfte zur Beurteilung der Kippgefährdung aus den Sensorsignalen geht zum einen die Geometrie der Sensoranordnung ein, die durch die Lage der Sensoren im Fahrzeug festgelegt wird und zum anderen Radstand und Spurweite b , die ebenfalls als bekannt vorausgesetzt werden können und schließlich die Masseparameter des Fahrzeugs bestehend aus Gesamtmasse M , Lage des Schwerpunkts S und des Massenträgheitstensors $\tilde{\Theta}_A$. Die Masseparameter können sich im Vergleich zu den Variablen des betrachteten Systems wie Sensordaten und Kräfte abgesehen von sprunghaften Änderungen - beispielsweise durch ein Verrutschen von Ladung - nur langsam ändern. Daher sind sie zwar nicht vorab bekannt, aber einer Identifikation zugänglich, für die neben den sowieso verfügbaren Beschleunigungsdaten auch Kräfte benötigt werden. Zu dieser Identifikation genügen aber - im Gegensatz zur eingangs angesprochenen direkten Ermittlung der momentanen Kippgefährdung anhand hochdynamischer Kraft-Messsignale - geschätzte Kraftwerte, die während quasistationärer Bewegungsphasen des Fahrzeugs aus den Einfederwegen ermittelt werden können.

Auf die Masse als Parameter kann verzichtet werden, wenn man die Kräfte beispielsweise auf die Gewichtskraft des Fahrzeugs normiert. Die Fahrzeugmasse M kürzt sich dadurch

- 11 -

aus den Gleichungen heraus und die Massengeometrie geht nur noch in Form von Schwerpunktlage, den Trägheitsradien und der Lage des Trägheitsellipsoids im fahrzeugfesten Koordinatensystem ein.

Selbstverständlich kann mit der hier beschriebenen Methode nicht jede einzelne am Körper angreifende Kraft berechnet werden, da Kräfte, die entlang ein- und derselben Wirkungslinie angreifen in den Bewegungsgleichungen nur in Summe auftreten und folglich auch nur deren Summe ermittelt werden kann. So kann beispielsweise aus einer für die Vorderräder ermittelten Summe der Querkräfte anhand des Fahrzeug- Bewegungszustands nicht auf die einzelnen Querkräfte an linkem und rechtem Vorderrad geschlossen werden.

Das vorgeschlagene Verfahren ermöglicht bei der im Folgenden beschriebenen zweidimensionalen Modellierung des Fahrzeugs die hochdynamische Ermittlung der linken und rechten Aufstandskraftsummen sowie der Summe der Querkräfte auf das Fahrzeug. Dies erlaubt auch die zeitliche Extrapolation der ermittelten Kraftsignale und die Vorausberechnung des Zeitpunkts, bei dem eine Fahrzeugseite abhebt. Die Kenntnis der Bewegungsgleichungen und des Bewegungszustands des Fahrzeugmodells ermöglicht darüber hinaus optimale Regeleingriffe zur Kippvermeidung in Form von Brems- und Lenkeingriffen.

Bei vollständiger dreidimensionaler Modellierung des Fahrzeugs können weitere Beschleunigungssignale sowie ein Nick- und ein Gierwinkelgeschwindigkeitssignal verwendet werden.

- 12 -

Figur 1 zeigt das vereinfachte zweidimensionale Modell des Fahrzeugs zur Ermittlung der Aufstandskräfte und der Querkraft in der y-z-Ebene. Zur Herleitung der erfindungsgemäßen Berechnungsvorschrift kann man wie folgt vorgehen:

3D-Impulssatz:

$$M (\ddot{\vec{a}} + \ddot{\vec{s}}) = \vec{F} \quad (3)$$

3D-Drallsatz (verallgemeinerte Eulersche Kreiselgleichung)

$$\vec{\Theta}_A \dot{\vec{\omega}} + \vec{\omega} \vec{\Theta}_A \vec{\omega} + M \vec{s} \ddot{\vec{a}} = \vec{T}_A \quad (4)$$

Kinematik starrer Körper

$$\dot{\vec{s}} = \vec{\omega} \vec{s}, \quad \ddot{\vec{s}} = (\dot{\vec{\omega}} + \vec{\omega}^2) \vec{s} \quad (5)$$

Reduktion auf zwei Dimensionen (2D):

$$\vec{s} = 0 \vec{e}_x + s_y \vec{e}_y + s_z \vec{e}_z \quad (6)$$

$$\vec{\omega} = \dot{\phi} \vec{e}_x + 0 \vec{e}_y + 0 \vec{e}_z \quad (7)$$

$$\Rightarrow \ddot{\vec{s}} = \ddot{\phi} \vec{e}_x \times (s_y \vec{e}_y + s_z \vec{e}_z) + \dot{\phi}^2 \vec{e}_x \times (\vec{e}_x \times (s_y \vec{e}_y + s_z \vec{e}_z))$$

$$\ddot{\vec{s}} = \ddot{\phi} (s_y \vec{e}_z - s_z \vec{e}_y) + \dot{\phi}^2 (-s_y \vec{e}_y - s_z \vec{e}_z)$$

$$\ddot{\vec{s}} = (-\ddot{\phi} s_z - \dot{\phi}^2 s_y) \vec{e}_y + (\ddot{\phi} s_y - \dot{\phi}^2 s_z) \vec{e}_z \quad (8)$$

$$\&\Rightarrow \vec{\omega} \vec{\Theta}_A \vec{\omega} = \vec{0} \quad (9)$$

- 13 -

$$\Rightarrow \quad \ddot{\vec{s}} = (s_y \ddot{a}_z - s_z \ddot{a}_y) \vec{e}_x + (s_z \ddot{a}_x - s_x \ddot{a}_z) \vec{e}_y + (s_x \ddot{a}_y - s_y \ddot{a}_x) \vec{e}_z \quad (10)$$

Einsetzen von 8, 9, 10 in 3, 4 ergibt:

$$M \ddot{a}_z + M (\ddot{\phi} s_y - \dot{\phi}^2 s_z) = F_{lz} + F_{rz} + M g_z \quad (11)$$

$$M \ddot{a}_y + M (-\ddot{\phi} s_z - \dot{\phi}^2 s_y) = F_y + M g_y \quad (12)$$

$$\vartheta \ddot{\phi} + M (s_y \ddot{a}_z - s_z \ddot{a}_y) = b (F_{lz} - F_{rz}) + M (s_y g_z - s_z g_y) \quad (13)$$

Beschleunigungssensoren messen nicht \ddot{a} , sondern $\ddot{a} - \vec{g}$.

Daher Umformung von 11, 12, und 13 zu

$$M (\ddot{a}_z - g_z) + M (\ddot{\phi} s_y - \dot{\phi}^2 s_z) = F_{lz} + F_{rz} \quad (14)$$

$$M (\ddot{a}_y - g_y) + M (-\ddot{\phi} s_z - \dot{\phi}^2 s_y) = F_y \quad (15)$$

$$\vartheta \ddot{\phi} + M (\ddot{a}_z - g_z) s_y - M (\ddot{a}_y - g_y) s_z = b (F_{lz} - F_{rz}) \quad (16)$$

Eine in der Fahrzeugmitte in der Höhe h (das heißt im Schwerpunkt S) angebrachte und in den Koordinatenrichtungen y und z ausgerichtete Beschleunigungssensorkombination stellt die folgenden Sensorsignale zur Verfügung:

$$u_y = \ddot{a}_y - g_y - h \ddot{\phi} \quad (17)$$

$$u_z = \ddot{a}_z - g_z - h \dot{\phi}^2 \quad (18)$$

Zu bemerken ist an dieser Stelle, dass die Beschleunigungssensoren nicht notwendigerweise in der Fahrzeugmitte und erst recht nicht im Fahrzeugschwerpunkt angebracht werden müssen. Die hier getroffene Annahme eines Messorts (Aufpunkt A) in der Fahrzeugmitte führt jedoch zu besonders einfachen Formeln. Dem Fachmann ist

- 14 -

bekannt, wie die Sensorsignale von anderen Einbauorten und auch von den Koordinatenachsen abweichenden Orientierungen auf die hier verwendeten Signale umzurechnen sind.

Einsetzen von 17, 18 in 14, 15, 16 ergibt

$$M(u_z + h\dot{\phi}^2) + M(\ddot{\phi}s_y - \dot{\phi}^2 s_z) = F_{Lz} + F_{rz} \quad (19)$$

$$M(u_y + h\ddot{\phi}) + M(-\ddot{\phi}s_z - \dot{\phi}^2 s_y) = F_y \quad (20)$$

$$\vartheta\ddot{\phi} + M(u_z + h\dot{\phi}^2)s_y - M(u_y + h\ddot{\phi})s_z = b(F_{Lz} - F_{rz}) \quad (21)$$

Auflösen dieses linearen Gleichungssystems nach den Kontaktkräften ergibt

$$2\frac{F_{Lz}}{M} = (s_y - \frac{h}{b}s_z + \frac{\vartheta}{bM})\ddot{\phi} + (-s_z + h + \frac{h}{b}s_y)\dot{\phi}^2 - \frac{s_z}{b}u_y + (1 + \frac{s_y}{b})u_z \quad (22)$$

$$2\frac{F_{rz}}{M} = (s_y + \frac{h}{b}s_z - \frac{\vartheta}{bM})\ddot{\phi} + (-s_z + h - \frac{h}{b}s_y)\dot{\phi}^2 + \frac{s_z}{b}u_y + (1 - \frac{s_y}{b})u_z \quad (23)$$

$$\frac{F_y}{M} = (h - s_z)\ddot{\phi} - s_y\dot{\phi}^2 + u_y \quad (24)$$

Zusammenfassung:

Die Aufstandskräfte F_{Lz} und F_{rz} , sowie die Summe der im Kontakt mit der Fahrbahn übertragenen Querkräfte F_y lassen sich aus den Beschleunigungssensorsignalen u_z , u_y und dem Rollwinkelgeschwindigkeitssignal $\dot{\phi}$ bestimmen, wobei auch die Rollwinkelbeschleunigung $\ddot{\phi}$ verwendet wird. Alternativ können anstelle der direkt erfassten Rollwinkelgeschwindigkeit andere Sensorsignale verwenden, aus denen die benötigte Winkelgeschwindigkeitsinformation beispielsweise modellbasiert bestimmbar ist.

- 15 -

Die Gleichungen 22, 23 und 24 können zu dem linearen Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} F_{lz} \\ F_{rz} \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\phi} \\ \dot{\phi}^2 \\ u_y \\ u_z \end{bmatrix}, \quad (25)$$

zusammengefasst werden, wobei die zeitlich konstante Messmatrix $K_{i,j}$ von der Sensorposition, den Schwerpunktkoordinaten, der Fahrzeugmasse und dem Massenträgheitsmoment abhängt. Diese Matrix vermittelt den Zusammenhang zwischen den gesuchten Kraftgrößen F_{lz} , F_{rz} und F_y und den direkt oder indirekt messbaren Bewegungsgrößen $\ddot{\phi}$, $\dot{\phi}^2$, u_y und u_z .

Formelzeichen:

$\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$ fahrzeugfeste, mithin zeitlich veränderliche

Einheitsvektoren in x, y und z-Richtung

A Aufpunkt (Fahrzeugmitte)

S Schwerpunkt des Fahrzeugs

\vec{a} Ortsvektor Koordinatenursprung - Aufpunkt

\vec{s} Lagevektor Aufpunkt - Schwerpunkt

\vec{g} Erdbeschleunigung

\vec{F} Summe der am Fahrzeug angreifenden Kräfte

F_x, F_y, F_z x-, y, und z-Komponente von \vec{F}

\vec{T}_A Summe der am Fahrzeug angreifenden Drehmomente
bezüglich des Aufpunkts A

- 16 -

T_{Ax}, T_{Ay}, T_{Az}	x-, y, und z-Komponente von \vec{T}_A
F_{v1x}	x-Komponente der Radkraft vorn links
F_{v1y}	y-Komponente der Radkraft vorn links
F_{v1z}	z-Komponente der Radkraft vorn links
F_{vrx}	x-Komponente der Radkraft vorn rechts
F_{vry}	y-Komponente der Radkraft vorn rechts
F_{vrz}	z-Komponente der Radkraft vorn rechts
F_{h1x}	x-Komponente der Radkraft hinten links
F_{h1y}	y-Komponente der Radkraft hinten links
F_{h1z}	z-Komponente der Radkraft hinten links
F_{hrx}	x-Komponente der Radkraft hinten rechts
F_{hry}	y-Komponente der Radkraft hinten rechts
F_{hrz}	z-Komponente der Radkraft hinten rechts
F_{ax}	Aerodynamische Längskraft
T_{ay}	Aerodynamisches Nickmoment
M	Masse des Fahrzeugs
$\vec{\Theta}_A$	Massenträgheitsmomententensor des Fahrzeugs bezüglich des Aufpunkts A
$\vec{\omega}$	Winkelgeschwindigkeitsvektor des Fahrzeugs
φ	Rollwinkel
$\dot{\varphi}$	Rollwinkelgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	Rollwinkelbeschleunigung
\times	Kreuzprodukt
$F_z = F_{1vz} + F_{1hz}$	Aufstandskraftsumme links
$F_z = F_{rvz} + F_{rhz}$	Aufstandskraftsumme rechts
$F_y = F_{1vy} + F_{1hy} + F_{rvy} + F_{rhy}$	Querkraftsumme
ϑ	Massenträgheitsmoment für des Fahrzeugs bei Rollbewegung bezüglich des Aufpunkts A
s_y	x-Komponente der Schwerpunktlage relativ zum Aufpunkt A

- 17 -

s_z z-Komponente der Schwerpunktlage relativ zum
Aufpunkt A

g_y x-Komponente der Erdbeschleunigung

g_z z-Komponente der Erdbeschleunigung

b halbe Spurweite des Fahrzeugs

u_y Sensorsignal Querbeschleunigungssensor

u_z Sensorsignal Vertikalbeschleunigungssensor

Patentansprüche:

1. Verfahren zum Ermitteln von auf ein fahrendes Fahrzeug wirkenden Kräften und Drehmomenten, **dadurch gekennzeichnet**, dass Messsignale von Beschleunigungssensoren ausgewertet werden, die an einem oder mehreren ausgewählten fahrzeugfesten Punkten des Fahrzeugs vorzugsweise in Längs- Quer- und vertikaler Ausrichtung angebracht sind und dass weitere Signale ausgewertet werden, die die räumliche Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs sowie deren Zeitableitung, insbesondere Roll-, Nick- und/oder Gierwinkelgeschwindigkeit sowie Roll-, Nick- und/oder Gierwinkelbeschleunigung, oder zumindest einige dieser Größen repräsentieren und dass ein mathematisches Modell des Fahrzeugs vorhanden ist, in welchem aus den Sensorsignalen auf das Fahrzeug wirkende Kräfte und Drehmomente oder zumindest ausgewählte Komponenten dieser Kräfte und Drehmomente ermittelt werden.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest eines der weiteren Signale das Messsignal eines fahrzeugfest angebrachten Drehratensensors ist.
3. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest eines der weiteren Signale aus einer modellbasierten Verknüpfung der Messsignale mehrerer Beschleunigungssensoren besteht, die an wenigstens zwei unterschiedlichen fahrzeugfesten Punkten des Fahrzeugs angebracht sind.

- 19 -

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass aus den ermittelten, auf das Fahrzeug wirkenden Kräften und Drehmomenten, gegebenenfalls unter Zuhilfenahme weiterer Informationen über den fahrdynamischen Zustand des Fahrzeugs, Radkräfte oder wenigstens ausgewählte Komponenten der Radkräfte oder wenigstens ausgewählte Summen von Radkraftkomponenten berechnet werden.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, sowie Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Verringerung der Anzahl der Rechenschritte Radkraftkomponenten beziehungsweise Summen von Radkraftkomponenten direkt aus den Messsignalen berechnet werden, wobei der in Anspruch 4 beschriebene Zusammenhang der Radkraftkomponenten mit den Fahrzeugkräften und Fahrzeugdrehmomenten zugrunde gelegt wird.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Ermittlung einer Kippgefährdung des Fahrzeugs wenigstens ein Querschleunigungssignal, ein Vertikalbeschleunigungssignal und ein Rollwinkelgeschwindigkeitssignal in dem mathematischen Fahrzeugmodell verarbeitet werden.
7. Verfahren nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass wenigstens eine Aufstandskräfte Summe für die linke und

- 20 -

eine weitere Aufstandskräftesumme für die rechte Seite des Fahrzeugs ermittelt wird.

8. Verfahren zum Erkennen von Überrollvorgängen bei Fahrzeugen mit vier Rädern, **gekennzeichnet durch** die Merkmale nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei ein Überrollen des Fahrzeugs erkannt oder prognostiziert wird, wenn die Summe der Aufstandskräfte einer Fahrzeugseite zum aktuellen Zeitpunkt oder in einer zeitlichen Extrapolation des ermittelten Kräftesummensignalverlaufs eine Schwelle unterschreiten.

Zusammenfassung

**Verfahren zum Bestimmen der auf ein fahrenden Fahrzeugs
wirkenden Kräfte und Drehmomente**

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Bestimmen der auf ein fahrendes Fahrzeug wirkenden Kräfte und Drehmomente. Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass Messsignale von Beschleunigungssensoren ausgewertet werden, die an einem oder mehreren ausgewählten fahrzeugfesten Punkten des Fahrzeugs vorzugsweise in Längs- Quer- und vertikaler Ausrichtung angebracht sind und weitere Signale ausgewertet werden, die die räumliche Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs sowie deren Zeitableitung (Roll-, Nick- und Gierwinkelgeschwindigkeit sowie Roll-, Nick- und Gierwinkelbeschleunigung) oder zumindest einige diese Größen wiedergeben und dass ein mathematisches Modell des Fahrzeugs vorhanden ist, in welchem aus den Sensorsignalen auf das Fahrzeug wirkende Kräfte Drehmomente oder zumindest ausgewählte Komponenten dieser Kräfte und Drehmomente ermittelt werden.

(Figur 1)

